МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

MACHINE BUILDING AND MACHINE SCIENCE



УДК 628.517.625.08 10.23947/1992-5980-2017-17-3-96-102

Уточнение расчета спектров структурной составляющей шума в кабинах с большой площадью остекления*

В. А. Бондаренко[1], Т. А. Финоченко[2]**

[1,2] Ростовский государственный университет путей сообщения, г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация

Analysis specification of noise structural constituent spectra in highly glazed cabins***

V. A. Bondarenko[1], T. A. Finochenko[2]**

[1,2] Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, Russian Federation

Введение. Кабины широкого класса технологических машин различного функционального назначения, в частности, путевых кранов дорожно-строительной техники, имеют большую площадь остекления. Нужно. отметить, что остекление отнести к «слабым» элементам как по звукоизоляции, так и механическому импедансу, что объясняет значительное влияние воздушной и структурной составляющих шума на формирование акустических характеристик внутри таких кабин.

Материалы и методы. Цель настоящего исследования заключалась в анализе спектров шума в кабинах, создаваемых излучением элементов остекления в замкнутом объеме, имеющем форму прямоугольного параллелепипеда. Метод исследования акустических характеристик основан на фундаментальных положениях технической виброакустики для соразмерных помещений.

Результаты исследования. Поскольку кабины любых машин и оборудования представляют собой энергетически замкнутые системы, состоящие из пластин ограниченных размеров, то расчеты спектров виброакустических характеристик основаны на методах энергетического баланса. Существующие исследования вполне обоснованы для оценки уровней звукового давления, создаваемых внутри производственных помещений, когда воздействием отражённого звука можно пренебречь. При оценке уровней шума внутри кабин такое допущение является грубым и, поэтому, в данной статье приведены исследования, основанные на системе поршневых источников, излучающих звуковую энергию в замкнутый объем, а размеры самих излучателей соизмеримы с габаритными размерами кабины. Данная тема наиболее актуальна для мотовозов и кабин тепловозов.

Обсуждение и заключения. Приведенные в данной статье результаты теоретических исследований позволяют выполнить инженерные расчеты спектров вибрации и шума всех элементов ограждения кабины и оценить количественный вклад каждого в формирование спектров шума внутри кабины на рабочих местах операторов. Такие расчеты позволяют на этапе проектирования кабин оценить вклад каждого источника и определить величины превышений над предельно-

Introduction. Cabs of a wide range of technological machines of various functional purposes, in particular, track cranes of road-building equipment, have a large glass area. It will be observed that glazing should be designated as a “weak” element both in noise proofing and mechanical impedance which explains the significant effect of air and structural noise constituents on the formation of the acoustic characteristics inside such cabs.

Materials and Methods. The present study objective is to analyze noise spectra created by the emission of the cab glazing elements in the closed space in the form of a rectangular parallelepiped. The investigative technique of the acoustic characteristics is based on the fundamental principles of the engineering vibroacoustics for proportional spaces.

Research Results. Since the cabs of any machines and equipment are energetically closed systems consisting of small-scale plates, the vibroacoustic characteristics spectra analysis is based on the power balance methods. The existing studies are well founded for estimating the sound pressure levels created inside the production areas when the anacamptic sound impact can be neglected. When evaluating noise levels inside the cabins, this assumption is over-simplified, and, therefore, the studies presented in the paper are based on the system of the piston-type sources emitting sound energy into a closed space, while the dimensions of the radiators as such are commensurable to the overall sizes of the cab. This topic is most relevant for locotractors and diesel locomotive cabs.

Discussion and Conclusions. The results of the theoretical studies allow performing engineering calculations of the vibration and noise spectra of all elements of the cab enclosure, and evaluating the quantitative contribution of each one to the formation of noise spectra within the cabin in the operators' workplaces. Such analysis permits to estimate the contribution of each source at the designing stage of the cabins and to define the excess over the ad-

* Работа выполнена в рамках инициативной НИР.

** E-mail: bva_rek@rgups.ru, fta09@bk.ru

*** The research is done within the frame of the independent R&D.

допустимыми значениями. На этой основе также при проектировании выбираются наиболее простые, технологичные и экономически обоснованные варианты по обеспечению санитарных норм шума путем достижения требуемых параметров звукоизоляции, что сопровождается уменьшением доли воздушной составляющей шума, а также импедансов соответствующих элементов. Это, в свою очередь, приводит к снижению доли структурной составляющей шума.

missible limit values. On this basis, also in the design, the most simple, technologically and economically feasible options are chosen to ensure the sanitary norms of noise by obtaining the required soundproofing parameters which is accompanied by the decrease in the proportion of the noise air constituent, as well as the impedances of the corresponding elements. This, in turn, leads to the reduction of the part of the noise structural constituent.

Ключевые слова: шум, кабина, остекление.

Keywords: noise, cabin, glazing.

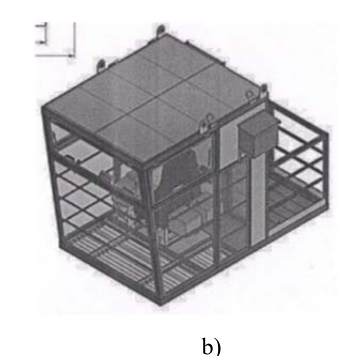
Образец для цитирования: Бондаренко, В. А. Уточнение расчета спектров структурной составляющей шума в кабинах с большой площадью остекления / В. А. Бондаренко, Т. А. Финоченко // Вестник Дон. гос. техн. ун-та. — 2017. — Т.17, № 3. — С. 96–102.

For citation: V.A. Bondarenko, T.A. Finochenko. Analysis specification of noise structural constituent spectra in highly glazed cabins. Vestnik of DSTU, 2017, vol. 17, no.3, pp. 96–102.

Введение. Излучению звукоизоляции элементов кабин технологических маши посвящено большое количество работ [1–8]. Для кабин с большой площадью остекления характерно то, что само остекление является «слабым» элементом не только по звукоизоляции, но и по распределению вибраций. В частности, экспериментальные исследования поля вибраций [7] показали, что уровни виброскорости на них существенно выше, чем на несущих элементах кабин. Поэтому можно предположить, что повышенные уровни шума в таких кабинах создаются именно элементами остекления как за счет пройденного звука, т.е. воздушной составляющей, так и за счет структурной составляющей. Поэтому воздушная составляющая шума в данной статье не рассматривается.

Основная часть. Конструкции кабин мотовозов и козловых кранов приведены на рис. 1а и б и представляют собой трехкоординатную систему.





a) b)

Рис. 1. Компоновка кабин: а — мотовоз; b — козловый кран

Fig. 1. Cab packaging: a — locotractor; b —gantry crane

При расчете звукового давления внутри кабины следует учитывать, что звуковые волны, распространяющиеся в направлении каждой из осей, происходят идентично. Разница заключается в длине пути распространения звуковых волн (согласно длине, ширине и высоте кабины). Поэтому ниже приведены результаты расчета звукового давления при распространении в направлении оси OX. Поскольку поршневые излучатели представляют собой плоские источники, то для звукового давления получена следующая формула:

$$P = 4{,}9 \cdot 10^2 V_{mn_i} arctag^{0,5} \frac{R_i l_i}{2R_i\sqrt{4R_i^2 + l_i^2 + l_i^2}}, \quad (1)$$

где V_{mn_i} — скорость колебаний источника элементов остекления, м/с.

$$\sum_1^{K_1}\left(\delta_i S_i + \alpha_{i-j} l_{i-j}\right) q_i = \sum_1^{K_1} \alpha_{j-i} l_{j-i} q_i^2 + \sum_1^{k_2} N_i \left(1 - \eta_\Sigma\right), \quad (2)$$

где δ_i — коэффициенты поглощения энергии в стенках корпуса, м$^{-1}$; $\alpha_{i-j;j-i}$ — коэффициенты передачи между двумя соседними стенками корпуса; l_{i-j} — длина линии контакта между двумя пластинами, м; q_i — потоки вибрационной мощности в стенках корпуса, Вт/м; K_1 — количество стенок корпуса; K_2 — количество подшипников в соответству-

ющей стенке; N_i — вводимая, в корпус через подшипниковые узлы, вибромощность, Вт; S_i — площадь стенки, м^2; η_Σ — коэффициент ослабления вибраций, определяемый способом установки остекления в стенке кабины.

Коэффициент затухания из [9, 10] определяется как

$$\delta_i = \frac{\pi f_{mn}\eta}{c_u}, \tag{3}$$

где f_{mn} — собственная частота колебаний элемента остекления, Гц; c_u — скорость распространения изгибной волны в элементе остекления, м/с; η — эффективный коэффициент потерь колебательной энергии.

Скорость распространения изгибной волны по данным работы [9, 10] определяется по формуле:

$$c_u = \sqrt{1{,}8\sqrt{\frac{E}{\rho}}hf_{mn}}. \tag{4}$$

где E — модуль упругости, Па; ρ — плотность, кг/м^3; μ — коэффициент Пуассона.

Потоки вибромощности в стенках корпуса определяются следующим образом:

$$q = zV^2 \tag{5}$$

для $f < f_{диф}$

$$z_1 = \frac{1}{2}\pi\eta f_{mn}M, \tag{6}$$

где M — масса стенки, кг;
для $f \geq f_{диф}$

$$z_2 = 8\frac{Eh^2}{12(1-M^2)\rho}m_0, \tag{7}$$

где m_0 — распределенная масса стенки, кг/м^2;

$$f_{диф} = \frac{16}{\pi\eta S}\sqrt{\frac{Eh^2}{12(1-M^2)\rho}}. \tag{8}$$

Тогда скорости колебаний стенок определяются следующими зависимостями:

$$V_{mn1} = \sqrt{\frac{q_i}{z_{i1}}}; \quad V_{mn2} = \sqrt{\frac{q_i}{z_{i2}}}. \tag{9}$$

С учетом физико-механических характеристик элементов остекления из стекла конструкционного получены следующие выражения.

$$c_u = 1{,}5\cdot 10^3\sqrt{h\left(\frac{m^2}{l_1^2}+\frac{n^2}{l_2^2}\right)}; \tag{10}$$

$$f_{mn} = 6{,}5\cdot 10^2 h\left(\frac{m^2}{l_1^2}+\frac{n^2}{l_2^2}\right); \tag{11}$$

$$\delta_u = 1{,}4\cdot\eta\sqrt{h\left(\frac{m^2}{l_1^2}+\frac{n^2}{l_2^2}\right)}; \tag{12}$$

$$f_{диф} = 3{,}3\cdot 10^3\left(\frac{h}{\eta l_1 l_2}\right). \tag{13}$$

Тогда система уравнений (2) примет вид:

$$\sum_1^k\left(1{,}4\eta\sqrt{h\left(\frac{m^2}{l_{i1}^2}+\frac{n^2}{l_{i2}^2}\right)}S_i + \alpha_{i-j}l_{i-j}\right)q_i = \sum\alpha_{i-j}l_{i-j}q_i + \sum\ldots \tag{14}$$

Из данной системы определяются скорости колебаний всех элементов остекления и подставляются в зависимость звукового давления. Коэффициент потерь колебательной энергии является частотно-зависимой величиной и для расчетов объектов исследования целесообразно использовать экспериментальные данные и полученные на основе математической обработки регрессионные зависимости [11].

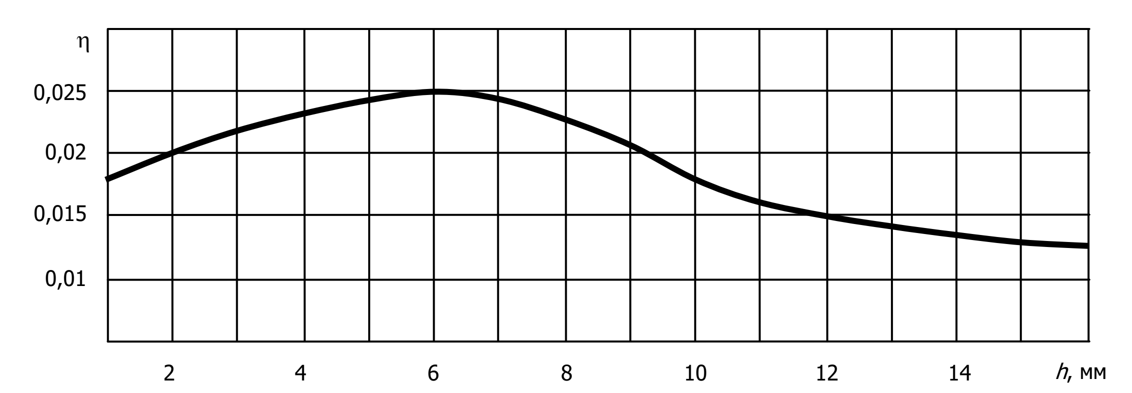


Рис. 2. Коэффициент потерь колебательной энергии пластин из стекла различной толщины

Fig. 2. Loss index of oscillatory energy of the glass plates of dissimilar thickness

Экспериментальные исследования показали, что максимальное значение коэффициента потерь наблюдается для стеклянных пластин, толщина которых составляет 4–8 мм.

Результаты экспериментальных исследований частотной зависимости коэффициента потерь остекления приведены на рис. 3.

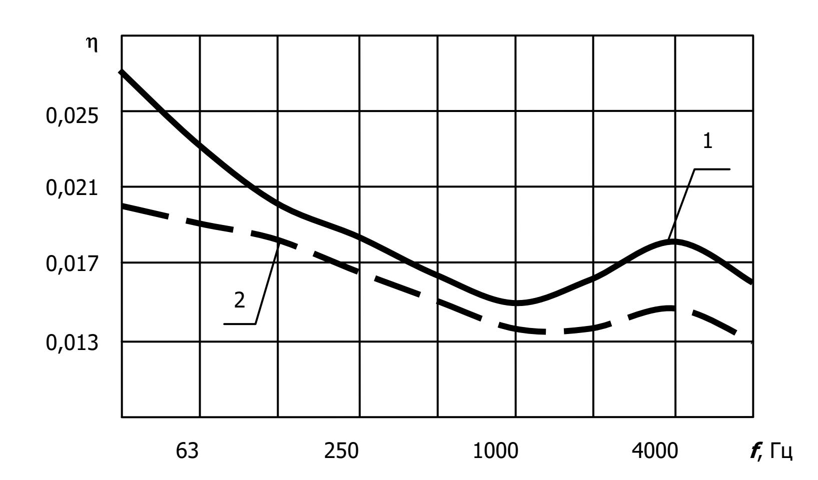


Рис. 3. Частотная зависимость коэффициента потерь колебательной энергии пластин из стекла различной толщины: 1 — 6 мм; 2 — 12 мм

Fig. 3. Frequency dependence of the loss index of oscillatory energy of glass plates of dissimilar thickness: 1 — 6 mm; 2 — 12 mm

Результаты экспериментальных исследований частотной зависимости коэффициента потерь двойного остекления приведены на рис. 4.

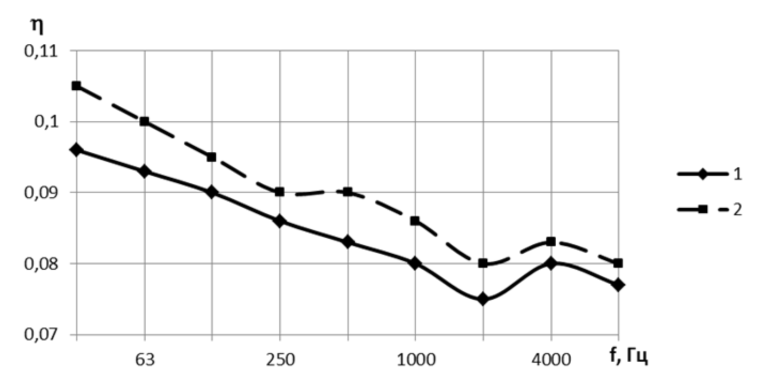


Рис. 4. Частотная зависимость коэффициента потерь колебательной энергии стеклопакета с различным воздушным промежутком: 1 — 10 мм; 2 — 20 мм

Fig. 4. Frequency dependence of the loss index of oscillatory energy of double glass pane with various air gaps: 1 — 10 mm; 2 — 20 mm

Регрессионные зависимости коэффициента потерь колебательной энергии двойного стеклопакета от частоты колебаний для воздушных промежутков 10 и 20 мм имеют следующий вид:

h = 10 мм
ограниченных размеров
h = 20 мм

$$\eta = -4{,}849 + 12{,}452lgf - 12{,}686(lgf)^2 + +6{,}717(lgf)^3 - 1{,}954(lgf)^4 + 0{,}297(lgf)^5 - 0{,}018(lgf)^6. \quad (15)$$

Каждый элемент кабины представляет собой плоскую пластину ограниченных размеров. При расчете структурной составляющей шума в кабине каждый элемент целесообразно представить, как поршневой источник, излучающий звуковую энергию во внутренний воздушный объем кабины. Волны, возбуждаемые каждым поршневым источником, распространяются до соответствующего элемента ограждения, отражаются в обратном направлении, снова отражаются и т.д. В этом случае звуковое поле в кабине представляет собой бесконечное количество положительных и отрицательных волн, налагающихся друг на друга. Причем, поскольку излучается совокупность звуковых волн на собственных частотах колебаний каждого поршневого источника, то результирующие волны получаются сложением всех элементарных волн. Суммарная амплитуда прямых волн определяется как векторная сумма:

$$a = \sum_1^{k^x} a_i, \quad (16)$$

а обратной (отраженной):

$$b = \sum_1^{k^x} b_i, \quad (17)$$

где количество собственных частот колебаний соответствующего поршневого источника.

В общей форме звуковое давление выражено зависимостью:

$$P(x,t) = \rho_0 c_0 (ae^{-k_0 x} + be^{k_0 x})e^{i\omega t}. \quad (18)$$

Величины a и b определяются из граничных условий. Пример расчета показан для координаты x. Для координаты y и z расчет выполняется аналогично с учетом других длин пробега звуковых волн (l_3 и l_2 — соответственно).

Расчет звукового давления основан на приведенных ниже соотношениях.

	$x = 0$	$x = l_1$
	z_0	z_e
сила	$P_{(0)}e^{i\omega t}$	$P_l e^{i\omega t}$
скорость	$V_{mn(0)}$	$V_{mn(l_1)}$
давление	$P_0 e^{i\omega t}$	$P_l e^{i\omega t}$
граничные условия	$z_0 V_0 + S_0 P_0$	$z_e V_e + S_e P_{e_1}$,

где z — импеданс поршня определяемый формулами.

Подставляя значения $P(x,t)$ при $x = 0$ и $x = l_1$ в граничные условия, получается система из двух уравнений.

$$\begin{cases} (z_0 + S_0\rho_0 c_0)a + \\ +(z_0 - S_0\rho_0 c_0)b = \psi_0 \\ (z_e - S_e\rho_0 c_0)ae^{-k_0 l} + \\ +(z_e - S_e\rho_0 c_0)be^{k_0 l} = \psi_e \end{cases}. \quad (19)$$

Выводы. Из системы (19) определяются коэффициенты a и b, подставляются в зависимость звукового давления (18), что и позволяет выполнить инженерный расчет спектров шума в кабинах, имеющих большую площадь остекления и определить наиболее эффективные способы по достижению нормативных величин уровней звукового давления. Следует отметить, что полученные результаты фактически универсальны для рассматриваемого класса кабин машин различного функционального назначения.

Библиографический список

1. Шаров, Н. С. Применение звукоизолирующих капотов в машинном помещении/ Борьба с шумом, вибрациеййи акустическим загрязнениемйокружающей среды в строительстве и промышленности, строительных материалов // Н. С. Шаров. —Ленинград : ЛДНТП, 1987 — С. 82–86.

2. Дроздова, Л. Ф. Капоты силовых установок как средство ближней звукоизоляции источников шума / Ф. Л. Дроздова // Методы и средства снижения шума мелиоративных машин. — Сер. 5,6. — Вып. 3. — Москва : ЦНИИТЭСтроймаш, 1984. — С. 22–33.

3. Авилова, Г. М. Экспериментальное исследование звукоизоляции оболочек различной формы / Г. М. Авилова // Акустический журнал. — 1982 — Т. 28,5 — С. 696–697.

4. Клюкин, И. И. Об оценке эффективности звукоизолирующих кожухов для механизмов и о некоторых способах ее увеличения / И. И. Клюкин // Труды ЛЭТИ. — 1966. — №68. — С. 264–275.

5. Иванов, Н. И. К расчету звукоизолирующих капотов, устанавливаемых на самоходные и передвижные машины / Н. И. Иванов, Л. Ф. Дроздова // Труды ЛИИЖТа. — 1977. — Вып. 48. — С. 57–74.

6. Справочник проектировщика. Защита от шума / под ред. Е. Я. Юдина. — Москва : Стройиздат, 1974. — 134 с.

7. Колесников, И. В. Основы акустического проектирования кабин машинистов (теория и практика) / И. В. Колесников, Ю. В. Пронников, А. Н. Чукарин // Монография. — Ростов-на-Дону : Издательский центр ДГТУ, 2012. — 120 с.

8. Иванов, Н. И. Основы виброакустики: Учебник для вузов / Н. И. Иванов, А. С. Никифоров. — Санкт-Петербург : Политехника, 2000. — 482 с.

9. Никифоров, А. С. Акустическое проектирование судовых конструкций / А. С. Никифоров. — Ленинград : Судостроение, 1990. — 200 с.

10. Бондаренко, В. А. Снижение шума тяжелых мостовых кранов путем улучшения виброакустических характеристик редукторов : (теория и практика) / В. А. Бондаренко, С. А. Раздорский, А. Ч. Эркенов; Федеральное гос. бюджетное образовательное учреждение высш. проф. образования "Ростовский гос. ун-т путей сообщ.". — Ростов-на-Дону : РГУПС, 2015. — 177 с.

11. Подуст, С. Ф. Основы виброакустических расчетов отечественных электровозов: монография / С. Ф. Подуст, А. Н. Чукарин, И. В. Богуславский. — Ростов-на-Дону : Издательский центр ДГТУ, 2013. — 160 с.

References

1. Sharov, N.S. Primenenie zvukoizoliruyushchikh kapotov v mashinnom pomeshchenii. Bor'ba s shumom, vibratsiey i akusticheskim zagryazneniem okruzhayushchey sredy v stroitel'stve i promyshlennosti, stroitel'nykh materialov [Application of soundproof hoods in machine room. Control of noise, vibration and acoustic contamination of the environment in construction and industry of building materials.] Leningrad: LDNTP, 1987, pp. 82–86 (in Russian).

2. Drozdova, L.F. Kapoty silovykh ustanovok kak sredstvo blizhney zvukoizolyatsii istochnikov shuma. [Hoods of power plants as means of near sound insulation of noise sources.] Metody i sredstva snizheniya shuma meliorativnykh mashin. [Methods and means of reducing noise of land reclamation machines.] Ser. 5-6, iss.3. Moscow: TsNIITEStroymash, 1984, pp. 22–33 (in Russian).

3. Avilova, G.M., et al. Eksperimental'noe issledovanie zvukoizolyatsii obolochek razlichnoy formy. [Experimental study of sound insulation of shells of various shapes.] Akusticheskiy zhurnal, 1982, vol. 28, no. 5, pp. 696–697 (in Russian).

4. Klyukin, I.I. Ob otsenke effektivnosti zvukoizoliruyushchikh kozhukhov dlya mekhanizmov i o nekotorykh sposobakh ee uvelicheniya. [On efficiency estimation of soundproof enclosures for mechanisms, and on some ways to increase it.] LETI Proc., 1966, no. 68, pp. 264–275 (in Russian).

5. Ivanov, N.I., Drozdova, L.F. K raschetu zvukoizoliruyushchikh kapotov, ustanavlivaemykh na samokhodnye i peredvizhnye mashiny. [To the calculation of soundproof hoods installed on self-propelled and mobile machines.] LIIZhT Proc., 1977, iss. 48, pp. 57–74 (in Russian).

6. Yudin, E.Y., ed. Spravochnik proektirovshchika. Zashchita ot shuma. [Reference book of designer. Noise protection.] Moscow: Stroyizdat, 1974, 134 p. (in Russian).

7. Kolesnikov, I.V., Pronnikov, Y.V., Chukarin, A.N. Osnovy akusticheskogo proektirovaniya kabin mashinistov (teoriya i praktika). Monografiya. [Basics of acoustic design of driver cabs (theory and practice). Monograph.] Rostov-on-Don: DSTU Publ. Centre, 2012, 120 p. (in Russian).

8. Ivanov, N.I., Nikiforov, A.S. Osnovy vibroakustiki.: [Basics of vibroacoustics.] St. Petersburg: Politekhnika, 2000, 482 p. (in Russian).

9. Nikiforov, A.S. Akusticheskoe proektirovanie sudovykh konstruktsiy. [Acoustic design of ship structures.] Leningrad: Sudostroenie, 1990, 200 p. (in Russian).

10. Bondarenko, V.A., Razdorskiy, S.A., Erkenov, A.C. Snizhenie shuma tyazhelykh mostovykh kranov putem uluchsheniya vibroakusticheskikh kharakteristik reduktorov: (teoriya i praktika). [Noise reduction of heavy bridge cranes through improving vibroacoustic characteristics of reducers: (theory and practice).] Rostov-on-Don: RGUPS, 2015, 177 p. (in Russian).

11. Podust, S.F., Chukarin, A.N., Boguslavskiy, I.V. Osnovy vibroakusticheskikh raschetov otechestvennykh elektrovozov: monografiya. [Basics of vibro-acoustic calculations of domestic electric locomotives: monograph.] Rostov-on-Don: DSTU Publ. Centre, 2013. — 160 с. (in Russian).

Поступила в редакцию 22.03.2017
Сдана в редакцию 23.03.2017
Запланирована в номер 17.07.2017

Received 22.03.2017
Submitted 23.03.2017
Scheduled in the issue 17.07.2017

Об авторах:

Бондаренко Вероника Александровна,
доцент кафедры «Основы проектирования машин» Ростовского государственного университета путей сообщения (РФ, 344038, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, 2), кандидат технических наук, доцент,
ORCID: http://orcid.org/0000-0002-0995-8579
bva_rek@rgups.ru

Финоченко Татьяна Анатольевна
заведующая кафедрой «Безопасность жизнедеятельности» Ростовского государственного университета путей сообщения (РФ, 344038, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, 2), кандидат технических наук, доцент,
ORCID: http://orcid.org/0000-0001-6308-9469
fta09@bk.ru

Authors:

Bondarenko, Veronika A.,
associate professor of the Machine Design Principles Department, Rostov State Transport University (RF, 344038, Rostov-on-Don, Rostovskogo Strelkovogo Polka Narodnogo Opolcheniya sq., 2,), Cand.Sci. (Eng.), associate professor,
ORCID: http://orcid.org/0000-0002-0995-8579
bva_rek@rgups.ru

Finochenko, Tatyana A.,
head of the Life Protection Sciences Department, Rostov State Transport University (RF, 344038, Rostov-on-Don, Rostovskogo Strelkovogo Polka Narodnogo Opolcheniya sq., 2,), Cand.Sci. (Eng.), associate professor,
ORCID: http://orcid.org/0000-0001-6308-9469
fta09@bk.ru